

行星齿轮传动

[苏联] B. H. 柯特略者夫 著



行星齒輪傳動

[蘇聯] B. H. 柯特略者夫 著

陳德健 汪一麟 譯
於燕蓀 雷錫鑾

上海科學技術出版社

內 容 提 要

本书讲述設計行星齒輪傳动的基本問題，如分类、动力学、效率、齿数、嚙合几何特性，对于强度計算和方式选择討論更为詳尽。附有許多計算例題。

本书供机械傳动方面的設計、科研、制造人員及有关大专师生参考。

行 星 齒 輪 傳 动

ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

原 著 者 (苏联) В. Н. Кудрявцев
原 出 版 者 Машгиз • 1960年版
譯 者 陈 德 健 汪 一 麟
於 燕 蓀 雷 錫 彦

*

上海科学技术出版社出版

(上海瑞金二路430号)

上海市书刊出版业营业許可証出093号

新华书店上海发行所发行 各地新华书店經售

商务印书館上海厂印刷

*

开本 850×1168 1/32 印張 10 24/32 字數 286,000

1962年4月第1版 1962年4月第1次印刷

印數 1—7,000

統一書号：15119·1660

定 价：(十四) 1.80 元

序

减小机器外廓尺寸和重量的最主要方法就是将具有定轴綫齿輪的普通傳动改为行星傳动。在行星傳动中,具有动軸綫的齿輪,称为行星輪。

行星傳动之所以比普通傳动紧凑是因为載荷分配在几个行星輪上而且合理地利用了內啮合的緣故。因此,行星傳动与普通傳动相比,即使它們的零件材料和机械性质都相同时,在其結構布置本身中就有可能获得很小的外廓尺寸和重量。但是只要有一种大大提高承载能力的可能性(减小外廓尺寸和重量),就会导致一系列其他可能性,促使載荷增加从而使外廓尺寸和重量进一步减小。事实上,将普通傳动改为行星傳动可大大减小齿輪直徑,因而在刀具的变鈍程度相同情况下,可显著增加輪齿工作表面硬度,从而可大大提高啮合的承载能力。齿輪尺寸的减小可能是由这些原因所引起的:例如,完全正确地改用优质材料或舍弃最終的热处理——調质而改用渗碳后淬火或氮化以及改用較高的精度等級等。这些可能性同样也促使外廓尺寸和重量大大减小。

研究指出,将普通傳动改为行星傳动,可保証使重量降低到 $\frac{1}{2} \sim \frac{1}{6}$ 。在这种情形下降低得較多:改为行星傳动后有可能利用普通傳动所不宜于采用或不能采用的措施(因齿輪尺寸較大之故)来提高承载能力。

由于对行星傳动往往产生毫无根据的怀疑和錯誤的看法,认为任何行星傳动,只有在技术最高的机器制造工厂中制造,才能保証很高的制造精度,才能可靠地工作,因此上述大大减小傳动机构尺寸和重量的可能性未被充分利用。

实际上中等技术的工厂能制造出完全可靠的、具有三个行星

輪和一个游动中心輪的行星傳动,許多实践例子已証实这点。

还有在同一制造精度下,行星傳动比起簡單傳动(即軸綫固定的)来,載荷一般沿齿圈寬度分布得較好。这是由于在行星傳动中齿圈寬度对直徑的比值 q_u 一般不超过 0.7, 而在普通減速器中却达 1.6, 在个别情况下,例如在透平減速器中則显著地超过此值。

q_u 愈大,显然为了保証要求的貼合程度,制造精度就应当愈高。随着 q_u 减小,变形对載荷沿齿圈寬度分布均匀性的不良影响也减小。在定軸齿輪傳动中,支座对齿圈的布置大多数是不对称的,这时軸的变形就使載荷沿齿圈寬度分布不均匀。在行星傳动中,軸的变形对載荷沿齿圈寬度分布的影响一般极小。

行星傳动的箱壳比普通定軸齿輪傳动在同样条件下所用的箱壳,其重量要好好几倍。这首先是因为行星傳动的箱壳外廓尺寸小很多的緣故。可是外廓尺寸的减小又使箱壁厚度减薄,这就大大減輕重量。此外,下面这种情况对重量的影响很大:在正确設計的具有几个行星輪的行星傳动中,主軸支座承受的由內力引起的徑向載荷不大,且載荷沿齿圈寬度的分布与箱壳剛度的关系一般极小。因此可以将箱壳譬如說做成剛性环的形式(具有凸舌以便固定在基础上)以承受由固定的基本构件傳来的載荷,該基本构件上面固定着两个薄壁罩壳。后者(在用流动的潤滑油冷却时)譬如可以用非金属材料做成。

由于紧凑和重量輕,行星傳动广泛用于运输机械中。具有活塞式和渦輪螺旋桨式发动机的飞机和直升飞机中,带动螺旋桨的傳动装置一般用行星傳动。渦輪螺旋桨飞机的行星傳动复杂得多,功率也大得多。很多飞机设备的驅动装置亦采用行星傳动。

行星傳动在履带式机器的傳动装置中获得广泛应用。它在汽車和热力機車中的作用在不断增长。

不仅仅在运输机械制造中采用行星傳动产生巨大的效果,在許多場合下对于固定式机器也是非常合理的,特别是代替冶金设备、化工机械等中的巨型大功率傳动装置。下面的例子值得注意:一般压力为 400 吨的半干压制耐火产品用的压力机,其傳动装置

做成普通傳动时重 14 吨。为同一目的而设计的压力机改为行星傳动装置后則重 2 吨。当将普通定軸傳动改为行星傳动时，管磨机一个傳动装置的重量的重量就可減輕 30 吨。

但是行星傳动的优点不限于重量和外廓尺寸小。通过行星傳动可把能量由一根主动軸傳給若干根从动軸，这些从动軸角速度的关系在工作时是变化的。譬如，在汽車車輪的傳动装置中就有这种情形。行星傳动可用于运动的复合，因而广泛应用于金属切削机床、无級調速的傳动装置、仪器制造业和其他場合。

設計行星傳动时，正确选择結構布置的意义远較設計普通傳动时大。这是由于有很多各种各样的行星傳动，其外廓尺寸、重量和效率相差很大(当傳动比和載荷相同时)。結構布置选择不当时，不但可能丧失在外廓尺寸和重量方面的优点，甚至可能得到不利于使用的傳动。由于受了对問題本质說明得不正确的文献的影响，曾設計了和制造了效率比所希望的数值低很多的傳动，这种例子是不不少的。例如，計算效率为 0.8~0.9，实际值只有百分之几左右甚至发生自鎖。这样的傳动装置就必须全部返工。因而引起了对行星傳动的怀疑，因此往往失去减小机器外廓尺寸、重量和成本的可能性。

有时对行星傳动的外廓尺寸有不正确的評價，把不具有减小尺寸可能的傳动也說成是有这种可能。例如有这种著作[36]，其作者推荐由滚动軸承組成的行星傳动来减小机器尺寸。实际上这种傳动的外廓尺寸比普通齿輪傳动大得多[28]。也有人把外廓尺寸特別小的性质妄加在外輪啮合的行星傳动上。往往忘記这一点：非內啮合的行星傳动具有較大的外廓尺寸、重量和成本。

当然，本书不可能包括有关行星傳动計算和設計的所有問題。特别是本书沒有綜合某些运输机械傳动系統設計者感兴趣的复杂行星变速箱問題，关于这方面的資料讀者可在許多专门文献[14、16、18、29 等等]中找到。

本书对行星傳动啮合的强度計算給予很大的注意。为了便于进行計算，有許多数字例題，包含了书中所涉及的所有主要問題。

代号和定义

一对啮合的齿輪中,大的一个称为大齿輪,小的称为齧輪。术语齿輪是既指齧輪亦指大齿輪。

对于一对啮合的两个齿輪共同的字母代号(z , d_a , $[\sigma]$, $[C_k]$, M 等),标号 1 是指齧輪,标号 2 則指大齿輪。

所用代号

A ——中心距;

A_0 ——不修正傳动和高度修正傳动 ($\xi_c = 0$) 的中心距;

B ——齿圈的工作寬度;

B_{ag} (B_{bg}) ——在 $a-g$ 啮合 (或在 $b-g$ 啮合) 中, 齿圈的工作寬度;

d 和 d_o ——节圓和分度圓直徑;

$i_{ab}^H = \frac{n_a - n_H}{n_b - n_H}$ ——构件 a 和 b 相对于构件 H 而取的角速度比。

同样有 i_{aH}^b ——构件 a 和 H 相对于构件 b 而取的角速度比等等;

$m = \frac{t}{\pi}$ ——模数 (由标准系列选取);

m_n 和 m_s ——法面和端面模数;

m_{sag} , m_{sbf} —— $a-g$ 或 $b-f$ 啮合时的端面模数;

N^H ——啮合功率, 等于作用在齿輪上的力矩与相对于轉臂的角速度的乘积;

N_y ——封閉功率;

r_o ——基圓半徑;

z ——齿数;

q_u ——圓柱齒輪的齒圈工作寬度對齧輪分度圓直徑的
比值；

$q_{ua} = \frac{B_{ag}}{d_{da}}$ ——在 $a-g$ 嚙合時，齒圈的工作寬度對中心輪 a 的
分度圓直徑的比值；

$q_\kappa = \frac{B}{L}$ ——圓錐齒輪的齒寬係數；

α_0 ——原始齒廓角；

$\alpha_d = 20^\circ$ ——標準原始齒廓角；

α_{on} ； α_{os} ——生成齒條在法面和端面的齒廓角；

α_s ——端面嚙合角；

β_d ——分度圓柱上的輪齒傾斜角；

δ ——圓錐齒輪軸綫間的夾角；

φ ——給定齒輪由相對於轉臂的角速度而得的功率
(即嚙合功率)對同一齒輪由相對於固定坐標系
的角速度而得的功率之比。例如對齒輪 a 有：

$$\varphi_a = \frac{N_a^H}{N_a} = \frac{M_a(n_a - n_H)}{M_a n_a}；$$

ξ 和 ξ_n ——對端面和法面模數而言的修正係數；

η ——傳動效率；

ψ ——損失係數；

$C_\kappa = 0.918 \frac{\sigma_\kappa^2}{E_{np}}$ 公斤/厘米²——接觸應力係數；

$[C_\kappa] = 0.918 \frac{[\sigma_\kappa]^2}{E_{np}}$ 公斤/厘米²——節點附近齒根表面的許用

C_κ 值；

$[C_{\kappa s}]$ ——當 $[\sigma_\kappa] = [\sigma_{\kappa s}]$ 時所得的 $[C_\kappa]$ 值；

$E (E_{np})$ ——彈性模數(誘導彈性模數)；

H_B 和 R_C ——勃氏硬度和洛氏硬度；

$R_{C_{芯部}}$ ——齒芯的洛氏硬度；

$M (M_H)$ ——作用在齒輪(或轉臂)上的扭矩；

N_n ——在齒輪齒的材料中，應力變化的相當循環次數；

n ——每分鐘轉數；

$P_d = \frac{2M}{d_d}$ ——對分度圓而言的圓周力；

v^H ——相對於轉臂的圓周速度；

σ_k ——接觸區中的最大法向擠壓應力；

$[\sigma_k]$ ——節點附近齒根表面的許用 σ_k 值；

$[\sigma_{k\alpha}]$ ——當循環次數 N_n 等於或超過相當於接觸疲勞曲綫水平段開始時的循環次數 $N_{n\alpha}$ 時的許用 σ_k 值；

$[\sigma]_{-1}$ 和 $[\sigma]_0$ ——在可逆的對稱載荷和不可逆載荷下，齒彎曲計算時的許用應力；

σ_{sp} ——拉伸強度限；

$\sigma_{sp.c}$ ——齒芯材料的拉伸強度限；

Ω ——考慮載荷在各行星輪中分配不平均的係數。在接觸應力和彎曲應力計算時， Ω 下分別附加標號 k 和 u (Ω_k 和 Ω_u)；

a_p ——行星輪數。

目 录

序

代号和定义

第一章 行星傳动的基本知識	1
§ 1 術語和定义	1
§ 2 行星傳动的分类	3
第二章 行星傳动的运动学	11
§ 3 規定代号和基本概念	11
§ 4 轉臂固定法(威利士法)	16
§ 5 行星傳动运动学研究的图解分析法	18
§ 6 平行于固定平面而运动的构件角速度之間的普遍关系式及其在行星傳动中的应用	22
§ 7 $2K-H$ 和 $K-H-V$ 傳动(图 3、4、6 等)的运动学	23
§ 8 差动机构的运动学	29
§ 9 $3K$ 傳动的运动学	31
§ 10 $c-I$ 傳动的运动学	42
第三章 行星傳动效率的确定	48
§ 11 概述	48
§ 12 基本概念和規定。嚙合功率	50
§ 13 封閉功率的概念	56
§ 14 确定行星傳动摩擦損失的根据	61
§ 15 不考虑摩擦損失时各基本构件所傳遞的力矩和功率之間的关系式	66
§ 16 当一个中心輪固定时,确定 $2K-H$ 和 $K-H-V$ 傳动效率的公式	69
§ 17 $2K-H$ 和 $K-H-V$ 傳动在摩擦損失方面的分析	74
§ 18 当不同的基本构件固定时效率的普遍关系式	78
§ 19 当一个中心輪固定时确定 $3K$ 傳动效率的关系式	81
§ 20 作用在差动机构基本构件上力矩的确定。差动机构的效率	96
§ 21 确定 $c-I$ 傳动(图 11 等)效率的关系式	100

§ 22	行星傳動中高效率和低效率的原因	106
§ 23	按 M. A. 克萊依納斯的方法確定行星傳動的效率	117
§ 24	確定行星傳動效率的例題	119
第四章 行星傳動的嚙合計算		124
§ 25	行星傳動的裝配條件	124
§ 26	行星傳動的輪齒強度計算	141
§ 27	直齒圓柱齒輪行星傳動的角度修正	171
§ 28	行星輪間的載荷分配	198
§ 29	行星傳動嚙合作用力和載荷沿齒圈寬度方向分布情況的確定	220
§ 30	行星傳動設計的有关問題	231
§ 31	行星傳動中 M. J. 諾維柯夫嚙合計算的資料	249
§ 32	行星傳動型式選擇的指示	252
§ 33	行星傳動計算舉例	266
附 錄		301
I.	$2K-H$ 和 $K-H-V$ 傳動損失係數 ψ'' 的確定	301
II.	共軛齒廓曲率半徑的確定	308
III.	封閉功率在傳動試驗中的應用	314
參考文獻		332

第一章 行星傳動的基本知識

§1 術語和定義

通常行星傳動是由齒輪組成的，只有极少数是由摩擦輪組成的。

以后我們所提到在行星机构中的傳動均指齒輪傳動而言，但要知道有关齒輪的行星傳動的結論也适用于摩擦輪的行星傳動。現在我們來談其基本定義。

具有齒輪的机构，而這些齒輪的軸綫中只要有一个是可動的，則这种机构就称为行星机构。

上面裝有動軸綫齒輪的构件称为轉臂，用字母 H 表示。

圖 1, a 、 b 和 c 所示的裝置可作为行星机构的例子，它是由两个嚙合的齒輪 a 和 g 組成，其中齒輪 a 是固定的，而裝在轉臂 H (其轉動軸綫与 a 輪的軸綫重合) 上的齒輪 g 具有可動的軸綫。軸綫可動而具有齒圈的构件称为行星輪。

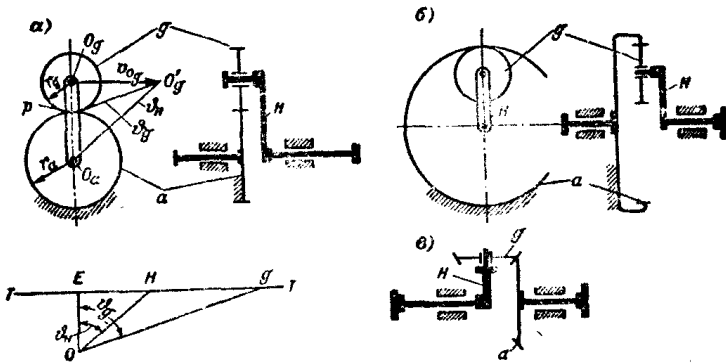


圖 1 簡單的行星机构

在图 1 的机构中,行星輪 g 只有一个齿圈。

当轉臂轉动时,行星輪圍繞它本身的軸綫轉动同时又随轉臂一起运动。它們好象行星的运动一样,所以称为“行星机构”或“行星傳动”。

轉臂 H 繞之轉动或可以繞之轉动的固定軸綫称为主軸綫。与行星輪嚙合而軸綫又与主軸綫重合的齿輪称为中心輪(图 1 中的齿輪 a)。

在图 1 所示的行星机构中,有两个构件 (a 和 H) 其轉动軸綫都是与主軸綫重合的。显然,这样的行星机构不能用来作为改变角速度的傳动。假如在如图 1, a 所示的行星机构中附加上具有内齿的中心輪 b , 則成为具有三个构件 a 、 b 和 H 的行星机构,它們的轉动軸綫均与主軸綫重合(图 2)。这样的机构可用来改变角速度。例如固定齿輪 b 不动,就成为实际上应用很广泛的行星傳动,其中主动构件和从动构件是构件 a 和 H 或 H 和 a (图 2, a)。使构件 a 固定,則获得主动构件和从动构件是 b 和 H 或 H 和 b 的傳动(图 2, b)。使构件 H 固定,則获得所有的齿輪軸綫均固定的傳动(图 2, c)。由行星机构的轉臂固定而获得的傳动称为简单傳动。可以圍繞主軸綫轉动,而在工作时承受由外力矩引起的載荷的构件称为基本构件*。

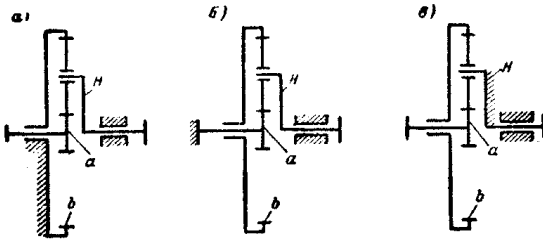


图 2 由同一机构先后固定不同构件而获得的各种傳动方案

所有三个基本构件均可动的行星机构称为差动机构,或称为差动傳动。

* 当然基本构件也可能是固定的。例如,在许多结构中,中心輪中的一个与傳动的箱壳固定在一起,通过箱壳来承受外力矩。

§2 行星傳动的分类

在工作过程中,不改变齿輪的軸綫相对位置的行星傳动

这类傳动根据基本构件的代号来表示。在簡写代号中,中心

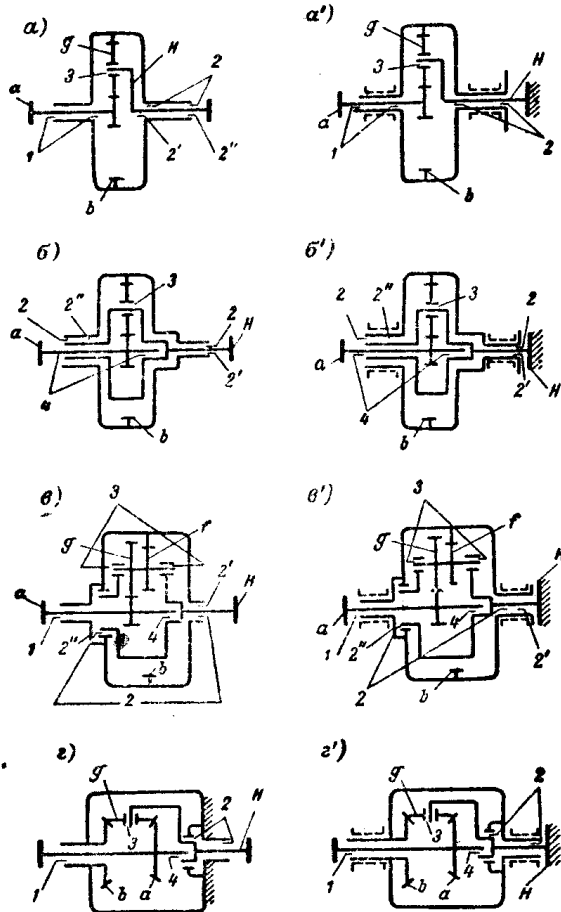


图 3 $i_H < 0$ 的 $2K-H$ 傳动: a 和 b —具有外啮合和内啮合的单級 $2K-H$ 傳动 ($i_{3H}^a = 1 + \frac{z_a}{z_b}$, $i_{b1}^a = -\frac{z_a}{z_b}$, $i_{3a}^b = -\frac{z_a}{z_g}$); c —同上,但

是双級傳动 ($i_{3H}^c = 1 + \frac{z_a}{z_g} \frac{z_f}{z_b}$, $i_{b1}^c = -\frac{z_a}{z_g} \frac{z_f}{z_b}$, $i_{3a}^c = -\frac{z_a}{z_g}$);

t —圓錐齿輪的单級 $2K-H$ 傳动

輪用字母 K 来表示。

这类傳动有三种型式： $2K-H$ 、 $3K$ 和 $K-H-V$ 。

在 $2K-H$ 傳动中，基本构件是两个中心輪 a 、 b 和轉臂 H (图 2、3 和 4)。

單級和双級* $2K-H$ 傳动在工业上已获得采用。图 3 和图 4 下的注解中給出应用最广的一些傳动的名称。

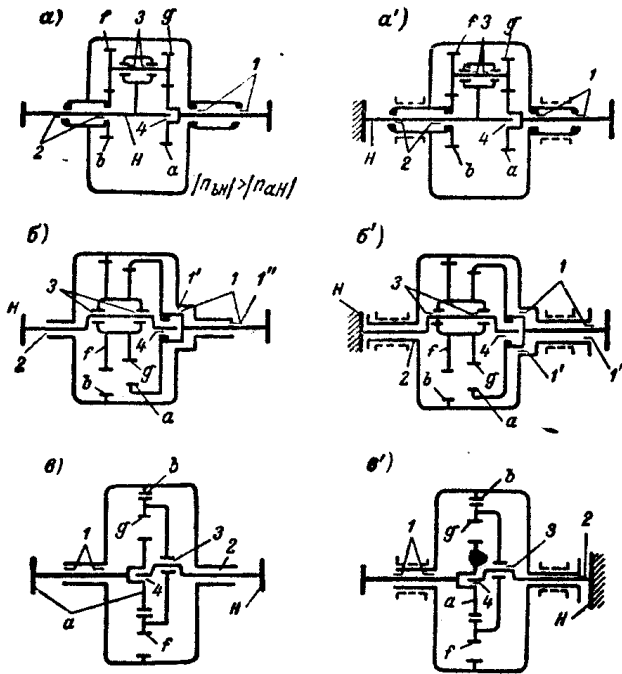


图 4 $i^H > 0$ 的 $2K-H$ 傳动: a —外嚙合的 $2K-H$ 傳动

$$\left(i_{bH}^H = 1 - \frac{z_a}{z_g} \frac{z_f}{z_b}, i_{ba}^H = \frac{z_a}{z_g} \frac{z_f}{z_b}, i_{ga}^H = -\frac{z_a}{z_g} \right);$$

b 和 c —內嚙合的 $2K-H$ 傳动

$$\left(i_{bH}^H = 1 - \frac{z_a}{z_g} \frac{z_f}{z_b}, i_{ba}^H = \frac{z_a}{z_g} \frac{z_f}{z_b}, i_{ga}^H = \frac{z_a}{z_g} \right)$$

* 在确定傳动的級数时，討論的是固定行星傳动的轉臂而获得的簡單傳动；此时应遵循定軸齒輪傳动通行的規定来分析，根据該規定，具有惰輪的傳动(如图 3, a 和 c 所示，当角速度 $\omega_H = 0$ 时)，是單級傳动。

在 $3K$ 傳动中, 基本构件是三个中心輪 a 、 b 和 e (图 5, a), 而轉臂只用来作为支承行星輪的装置, 并不承受由外力矩傳来的載荷。圓柱齿輪的 $3K$ 行星傳动最有实际意义。也可以做成具有圓錐齿輪的 $3K$ 傳动 [33]。但圓錐齿輪的 $3K$ 傳动由于較大的工艺困难而且又可以用圓柱齿輪的 $3K$ 傳动来代替, 因此就无实用价值。在實踐中若采用圓錐齿輪的 $3K$ 傳动, 应当认为是傳动型式选择得不合理。

图 5, c 所示的 $3K$ 傳动与图 5, a 的傳动有所区别, 区别在于两个可动的中心輪与行星輪的同一个齿圈嚙合。图 5, d 所示的 $3K$ 傳动中, 行星輪由三个齿圈 f 、 g 和 h 組成。这种傳动型式在行星变速器中常遇到。也可以設計成外嚙合的 $3K$ 傳动 [43、44], 但与內嚙合的 $3K$ 傳动比較起来, 它的外廓尺寸和重量都很大, 而且效率低很多。

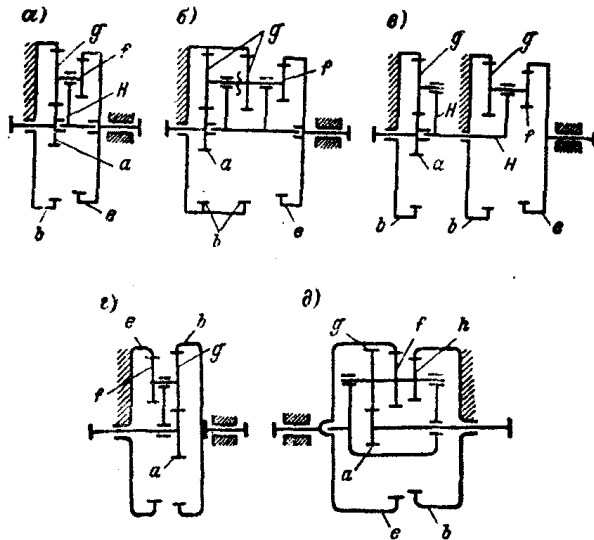


图 5 圓柱齿輪的 $3K$ 傳动

現在我們来討論 $K-H-V$ 傳动 (图 6)。在平行軸之間实现傳动比等于 $+1$ 的机构 (以后簡称为机构 W) 是这种傳动的不可分割的部分。在 W 机构中不采用齿輪嚙合, 因为使用后者会使外廓

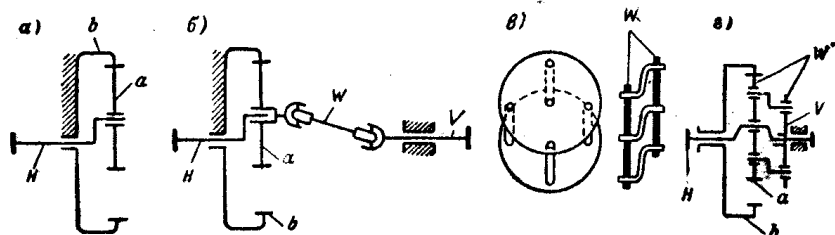


图 6 $i^H > 0$ 的 $K-H-V$ 传动

尺寸、重量和摩擦损失均增加。

在图 6, a 所示的机构中, 再添加一个围绕主轴线旋转的构件 (以后用符号 V 表示, 图 6, b), 用 W 机构把该构件与行星轮 a 联接。这样就成为 $K-H-V$ 传动, 其基本构件是中心轮 b 、转臂 H 和构件 V , 而且后者的角速度等于行星轮 a 的角速度。图 6, b 表示 $K-H-V$ 传动方案的另一形式, 其中两个万向联轴节作为 W 机构。这种结构的缺点是轴向尺寸较大, 而且不能同时采用两个行星轮 [20]。也可以用欧氏联轴节*来代替万向联轴节, 但在这种情况下, 也只能用一个行星轮而且效率很低**。

也可以用图 6, c 所示的装置来获得 $i=1$ 的传动比。图 6, d 表示采用图 6, c 的装置作为 W 机构时的 $K-H-V$ 传动。

读者甚至在不知道图 3 和图 4 所示方案的情况下, 也可以很容易独立地获得任意的 $2K-H$ 传动方案, 包括这类传动实际上所有被采用的型式在内。为此只要在两根轴 (它们的轴线都与主轴线重合) 之间实现某种传动即成, 该传动的齿轮轴线相对于转臂 H 而言应是固定的。这种传动的方案有无穷多, 因此只选取最简单的方案, 这不是为了研究方便, 而是为了要获得结构和工艺方面最合理的传动。

* 即浮动盘联轴节——译者。

** 假如采用 Ю. А. 格林所提議的联轴节 (设计者称之为十字滚动联轴节) 来代替欧氏联轴节, 则 W 机构中的摩擦损失是很小的。这种联轴节与欧氏联轴节相似, 它与后者的区别在于用滚动摩擦代替了滑动摩擦。当采用格林联轴节时, 只能用一个行星轮 [19 中的图 19]。